

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)



PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: 10273022 A

(43) Date of publication of application: 13.10.98

(51) Int. Cl. B60T 8/00

(21) Application number: 09078414

(71) Applicant: TOYOTA MOTOR CORP.

(22) Date of filing: 28.03.97

(72) Inventor: YOSHIDA HIROO

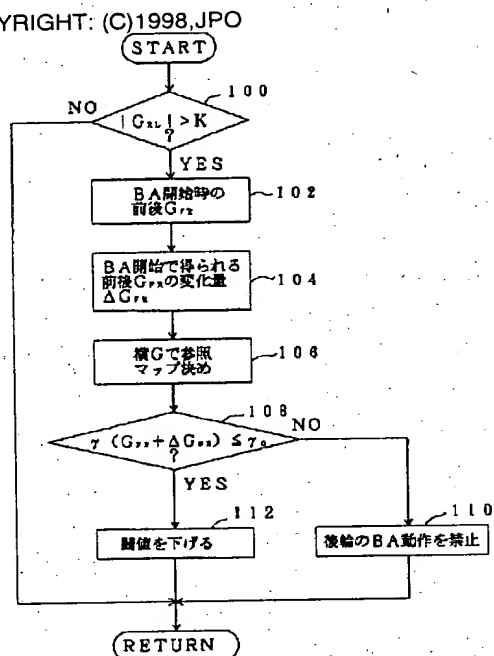
(54) BRAKING FORCE CONTROL DEVICE

COPYRIGHT: (C)1998,JPO

(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve stability by allowing BA control to be activated with each in applying braking during turning under a specified condition in relation to a braking force control device for generating large braking force compared with ordinary braking force when braking is applied in case of emergency.

SOLUTION: A braking force control device carries out ordinary control by which the braking force according to brake pedal stepping force is generated and braking assisting control that generates larger hydraulic power for braking than that of the ordinary control, when braking is applied by the driver. This control device has a G sensor that detects the turning property value representing the turning states of a vehicle and lowers the threshold that becomes a reference value for starting of brake assist control when the detected turning property value is within a specified range for stabilizing the vehicle (step 108, 112).



THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 10 - 273022

(43) 公開日 平成 10 年 (1998) 10 月 13 日

(51) Int. Cl. °

B60T 8/00

識別記号

庁内整理番号

F I

B60T 8/00

技術表示箇所

7

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号

特願平 9 - 78414

(22) 出願日

平成 9 年 (1997) 3 月 28 日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

(72) 発明者 吉田 浩朗

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動

車株式会社内

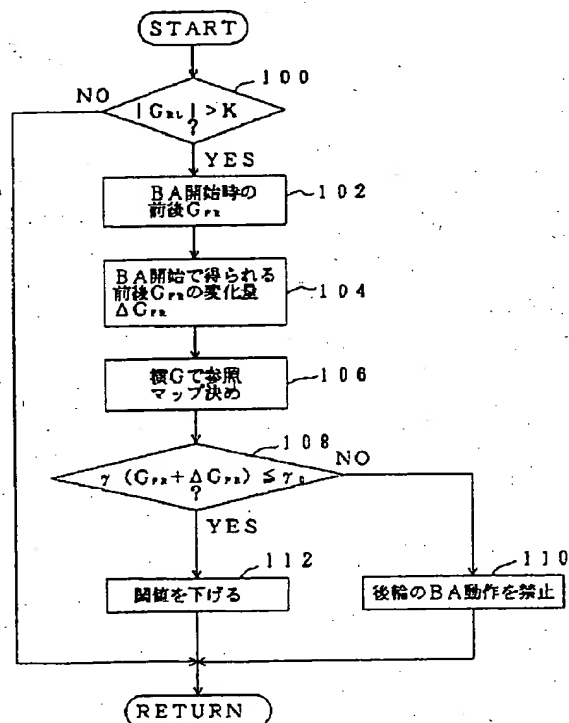
(74) 代理人 弁理士 伊東 忠彦

(54) 【発明の名称】 制動力制御装置

(57) 【要約】

【課題】 本発明は緊急ブレーキ操作が行われた際に通常時に比して大きな制動力を発生させる制動力制御装置に関し、所定条件下において旋回制動時に B A 制御を作動させ易くすることにより安定性の向上を図ることを課題とする。

【解決手段】 ブレーキ踏力に応じた制動力を発生させる通常制御と、運転者によって緊急ブレーキ操作が行われた際に、通常制御時に比して大きな制動油圧を発生させるブレーキアシスト制御とを実行する制動力制御装置において、車両の旋回状態を表す旋回特性値を検出する G センサ 99 と、検出された旋回特性値が所定の車両安定化領域内である場合に、ブレーキアシスト制御の実行開始の基準となる閾値を下げる (ステップ 108, 112) 構成とする。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブレーキ踏力に応じた制動力を発生させる通常制御と、

運転者によって緊急ブレーキ操作が行われた際に、通常制御時に比して大きな制動油圧を発生させるブレーキアシスト制御とを実行する制動力制御装置において、車両の旋回状態を表す旋回特性値を検出する旋回状態検出手段と、

検出された前記旋回特性値が所定の車両安定化領域内である場合に、前記ブレーキアシスト制御の実行開始の基準となる閾値を下げる閾値変更手段と、

を備えることを特徴とする制動力制御装置。

【請求項 2】 請求項 1 記載の制動力制御装置において、

前記旋回状態検出手段において、前記車両安定化領域を超える旋回特性値が検出された場合は、後輪についてのブレーキアシスト制御の実行を禁止するアシスト禁止手段を備えることを特徴とする制動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、制動力制御装置に係り、特に、自動車用制動装置によって発生される制動力を制御する装置として好適な制動力制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来より、例えば特開平 4-121260 号に開示される如く、所定値を超える操作速度でブレーキペダルが操作された場合に、緊急ブレーキが要求されたと判断して、ブレーキ踏力に対する制動液圧の倍力比を通常時に比して高める装置が知られている。制動液圧の倍力比が高められると、単位時間当たりにオイルシリンダに流入するブレーキフルードの流量が増加する。このため、上記従来の装置によれば、緊急ブレーキを意図する制動操作が行われた後に、急激にオイルシリンダ圧の昇圧を図ること、すなわち、急激に制動力を立ち上げることができる。以下、上述の如く、緊急ブレーキの要求時に制動液圧の倍力比を高める制御をブレーキアシスト制御（BA 制御）と称す。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 自動車において加速操作または制動操作が行われると、タイヤには車両前方または後方へ向かう摩擦力が発生する。車両には、この摩擦力が駆動力または制動力として作用する。また、自動車において旋回操作が行われると、タイヤには、旋回方向内側へ向かう摩擦力が発生する。車両には、この摩擦力がコーナリングフォースとして作用する。

【0004】 自動車の旋回中に加速操作または制動操作が行われると、タイヤには、旋回方向内側へ向かう摩擦力と車両前方または後方へ向かう摩擦力とを合成した摩擦力が発生する。タイヤが発生し得る合成摩擦力の最大

値は、タイヤのグリップ能力、路面の摩擦 μ 、および、タイヤの接地荷重によって決定される。自動車のタイヤは、合成摩擦力の方向によらず、ほぼ同じグリップ能力を示す特性を有している。タイヤの接地荷重および路面の摩擦 μ が一定である状況下でタイヤが発生し得る合成摩擦力の最大値に相当するベクトルを、タイヤの接地中心回りに一周させると、ベクトル先端部の軌跡は円を描く。以下、この円をタイヤの摩擦円と称す。

【0005】 自動車のタイヤは、車両の走行状態に応じて、摩擦円の範囲内で種々の方向に向かう合成摩擦力を発生する。従って、車両の旋回中に加速操作または制動操作が行われ、その結果タイヤに前後方向の摩擦力が発生すると、タイヤが発生し得るコーナリングフォースは、加速操作または制動操作が開始される以前に比して減少する。

【0006】 また、タイヤの摩擦円の半径は、路面の摩擦 μ が大きいほど、また、タイヤの接地荷重が大きいほど大きくなる。自動車において制動操作が行われると、荷重移動によって前輪の接地荷重が増加し、一方、後輪の接地荷重が減少する。このため、制動操作が開始されると、前輪の摩擦円は大きくなり、一方、後輪の摩擦円は小さくなる。

【0007】 上記従来の装置は、車両が旋回中であるか否とに関わらず、緊急ブレーキの要求時には、常に同様に BA 制御を実行する。自動車の旋回中に BA 制御が実行されると、前輪および後輪の双方に車両後方へ向かう大きな摩擦力が発生する。前輪の摩擦円は、BA 制御が開始されることにより大きくなる。このため、前輪については、車両後方へ向かう摩擦力が発生しても、その影響でコーナリングフォースが大きく減少することはない。

【0008】 しかしながら、後輪においては、BA 制御が開始されることにより、車両後方へ向かう摩擦力が発生することに加え、摩擦円が小さくなるという現象が生ずる。このため、車両の旋回中に BA 制御が実行されると、後輪が発生するコーナリングフォースが減少し、車両特性がオーバーステア側に変化することがある。本発明は、上述の点に鑑みてなされたものであり、車両の旋回中に緊急ブレーキが要求された場合に、車両特性がオーバーステア側に変化するのを抑制すると共に、大きな制動力を発生する制動力制御装置を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】 上記の課題は、下記の手段を講じることにより解決することができる。請求項 1 記載の発明では、ブレーキ踏力に応じた制動力を発生させる通常制御と、運転者によって緊急ブレーキ操作が行われた際に、通常制御時に比して大きな制動油圧を発生させるブレーキアシスト制御とを実行する制動力制御装置において、車両の旋回状態を表す旋回特性値を検出す

る旋回状態検出手段と、検出された前記旋回特性値が所定車両安定化領域内である場合に、前記ブレーキアシスト制御の実行開始の基準となる閾値を下げる閾値変更手段と、を備えることを特徴とするものである。

【0010】また、請求項2記載の発明では、前記請求項1記載の制動力制御装置において、前記旋回状態検出手段において、前記車両安定化領域を超える旋回特性値が検出された場合は、後輪についてのブレーキアシスト制御の実行を禁止するアシスト禁止手段を備えることを特徴とするものである。

【0011】上記した各手段は、次のように作用する。請求項1記載の発明によれば、所定値を超える旋回特性値が検出される程度に車両が急旋回をしている場合は、運転者によって緊急ブレーキ操作が実行されることにより、前輪の制動液圧が通常時に比して大きな倍力比を有する液圧に制御される。この際、後輪の制動液圧は、前輪の制動液圧に比して小さな倍力比を有する液圧に制御される。ブレーキアシスト制御が実行されることにより、後輪の摩擦円は小さくなる。

【0012】しかしながら、本発明者が行った実験によると、旋回特性値が所定範囲（車両安定化領域）内にある場合には、返ってブレーキアシスト制御を実行した方が車両状態が安定化することが判明した。これは、次の理由によると推定される。即ち、旋回特性値は前輪のコーナリングフォース CF_{fl} 、 CF_{fr} と後輪のコーナリングフォース CF_{rl} 、 CF_{rr} との関係により決定され、また前輪の制動状態と後輪の制動状態は完全に独立したのではなく、ある程度相互に影響を及ぼすものである。このため、車両の旋回状態によっては、後輪にも制動力を印加した方が却って車両安定性が向上する状態を実現できるものと推定される。

【0013】よって、各輪に対し制動力を印加した方が車両安定性が向上する領域（即ち、車両安定化領域）にある場合には、ブレーキアシスト制御の実行開始の基準となる閾値を下げ、各輪に対し有効に制動力を付加することにより、車両安定性の向上を図ることができる。また、請求項2記載の発明によれば、車両安定化領域を超える旋回特性値が検出された場合は、後輪についてのブレーキアシスト制御が禁止される。この場合、ブレーキアシスト制御の実行に伴う倍力比の変更は、前輪についてのみ実行される。よって、後輪に発生するコーナリングフォースの減少量が抑制され、車両のオーバーステア傾向を抑制することができる。

【0014】

【発明の実施の形態】図1は、本発明の第1実施例に対応するハイドロブースタ式制動力制御装置（以下、単に制動力制御装置と称す）のシステム構成図を示す。本実施例の制動力制御装置は、電子制御ユニット10（以下、ECU10と称す）により制御されている。

【0015】制動力制御装置は、ブレーキペダル12を

備えている。ブレーキペダル12の近傍には、ブレーキスイッチ14が配設されている。ブレーキスイッチ14は、ブレーキペダル12が踏み込まれることによりオン信号を出力する。ブレーキスイッチ14の出力信号はECU10に供給されている。ECU10は、ブレーキスイッチ14の出力信号に基づいてブレーキペダル12が踏み込まれているか否かを判別する。

【0016】ブレーキペダル12は、マスタシリンダ16に連結されている。マスタシリンダ16の上部にはリザーバタンク18が配設されている。リザーバタンク18には、ブレーキフルードをリザーバタンク18に還流させるためのリターン通路20が連通している。リザーバタンク18には、また、供給通路22が連通している。供給通路22はポンプ24の吸入側に連通している。ポンプ24の吐出側には、アキュムレータ通路26が連通している。アキュムレータ通路26と供給通路22との間には、アキュムレータ通路26に過剰な圧力が生じた場合に開弁する定圧開放弁27が配設されている。

【0017】アキュムレータ通路26には、ポンプ24から吐出される油圧を蓄えるためのアキュムレータ28が連通している。アキュムレータ通路26には、また、上限側圧カススイッチ30および下限側圧カススイッチ32が接続されている。上限側圧カススイッチ30は、アキュムレータ通路26の圧力（以下、アキュムレータ圧 P_{acc} と称す）が所定の上限値を超える場合にオン出力を発生する。一方、下限側圧カススイッチ32は、アキュムレータ圧 P_{acc} が所定の下限値を超える場合にオン出力を発生する。

【0018】ポンプ24は、下限側圧カススイッチ32からオン出力が発せられた後、上限側圧カススイッチ30によってオン出力が発せられるまで、すなわち、アキュムレータ圧 P_{acc} が下限値を下回った後、上限値に到達するまでオン状態とされる。このため、アキュムレータ圧 P_{acc} は常に上限値と下限値との間に維持される。マスタシリンダ16には、レギュレータ34が一体に組み込まれている。レギュレータ34には、アキュムレータ通路26が連通している。以下、マスタシリンダ16とレギュレータ34とを総称してハイドブースタ36と称す。

【0019】図2は、ハイドロブースタ36の断面図を示す。ハイドロブースタ36は、ハウジング38を備えている。ハウジング38の内部には第1ピストン40が配設されている。第1ピストン40は、大径部42および小径部44を備えている。ハウジング38の内部には、第1ピストン40のブレーキペダル12側にアシスト油圧室46が形成されていると共に、小径部44の周囲に大気圧室48が形成されている。大気圧室48は、リザーバタンク18と常時連通している。

【0020】ハウジング38の内部には、第2ピストン50が配設されている。第2ピストン50は、大径部5

2とスプール部54とを備えている。ハウジング38の内部には、第1ピストン40と第2ピストン50との間に第1油圧室56が形成されていると共に、スプール部54を取り巻くように第2油圧室58が形成されている。第1油圧室56には、第1ピストン40および第2ピストン50を離間方向に付勢するスプリング60が配設されている。第2油圧室58は、液圧通路62を介してアシスト油圧室46と連通している。

【0021】ハウジング38の内部には、また、一端がアキュムレータ通路26に連通し、かつ、他端がスプール部54の外周面に開口する高压通路64が形成されている。スプール部54は、図1に於ける左方向に変位することにより高压通路64と第2油圧室58とを導通状態とし、図1に於ける右方向に変位することにより高压通路64と第2油圧室58とを遮断状態とする。

【0022】ハウジング38の内部には、弁機構66が配設されている。弁機構66は、弁座68、弁体70、および、スプリング72を備えている。弁座68の周囲には、リザーバタンク18に連通する大気圧室74が形成されている。また、弁座68の端面には、第2油圧室58に連通する調圧通路76が開口している。弁座68の内部には、大気圧室74と調圧通路76とを連通する油路が形成されている。弁体70は、第2ピストン50が図1に於ける右側変位端、すなわち、原位置に位置する場合にその油路を導通状態とし、かつ、第2ピストン50が原位置から図1に於ける左方向へ変位している場合にその油路を遮断状態とする。

【0023】ハウジング38の内部には、弁機構66の端面から僅かに離間した位置にリアクションディスク78が配設されている。リアクションディスク78は、ハウジング38の内部に、調圧通路76に連通する反力室80を隔成している。リアクションディスク78は弾性

$$F_a = S_1 \times P_{r1}$$

この場合、第1油圧室56には、ブレーキ踏力Fとレギュレータ圧 P_{r1} とに応じた油圧（以下、この圧力をマスタシリンダ圧 P_{m1} と称す）が発生する。第1ピストン40の小径部44の断面積を S_1 とすると、マスタシリ

$$P_{m1} = (F + S_1 \times P_{r1}) / S_1$$

この際、第1油圧室56内のブレーキフルードが第2ピストン58を押圧する力 F_{m1} は、第2ピストン50の

$$\begin{aligned} F_{m1} &= P_{m1} \times S_2 \\ &= F + S_1 \times P_{r1} \end{aligned}$$

また、第2油圧室58にレギュレータ圧 P_{r1} が発生した場合に、第2油圧室58内のブレーキフルードが第2ピストン50を押圧する力 F_{r1} は、第2油圧室58内のレ

$$F_{r1} = P_{r1} \times S_2$$

第2油圧室58に発生するレギュレータ圧 P_{r1} は、反力室80にも導かれる。第2ピストン50が、弁機構66とリアクションディスク78とが当接するまで図2に於ける右向きに変位すると、第2ピストン50には、リア

を有する部材で構成されており、反力室80に高压の油圧が導かれると、弾性変形することにより弁機構66と当接する。

【0024】ブレーキペダル12にブレーキ踏力Fが加えられていない場合は、第1ピストン40および第2ピストン50が共に原位置、すなわち、図2に於ける右側変位端に保持される。この場合、弁機構66を介して調圧通路76とリザーバタンク18とが導通状態とされるため、第2油圧室58が大気圧に調圧される。第2油圧室58が大気圧に調圧されると、液圧通路62を介して第2油圧室に連通するアシスト油圧室46、および、第1ピストン40と第2ピストン50との間に形成される第1油圧室56は同様に大気圧に調圧される。

【0025】ブレーキペダル12にブレーキ踏力Fが加えられると、第1ピストン40および第2ピストン50は、それらの原位置から図2に於ける左方向へ変位する。第2ピストン50に左向きの変位が生ずると、まず弁機構66が閉弁状態となり、調圧通路76とリザーバタンク18とが遮断状態とされる。第2ピストン50が更に左向きに変位すると、スプール部54を介して高压通路64と第2油圧室58とが導通状態とされる。

【0026】高压通路64と第2油圧室58とが導通状態となると、アキュムレータ圧 P_{acc} が第2油圧室58に導かれることにより第2油圧室58の内圧（以下、この圧力をレギュレータ圧 P_{r1} と称す）が昇圧する。レギュレータ圧 P_{r1} はアシスト油圧室46に導かれる。このため、レギュレータ圧 P_{r1} が昇圧すると、第1ピストン40には、ブレーキ踏力Fに加えてそのレギュレータ圧 P_{r1} に応じたアシスト力 F_a が加えられる。

【0027】アシスト油圧室46に導かれたレギュレータ圧 P_{r1} が第1ピストン40に作用する面積を S_1 とすると、アシスト力 F_a は次式の如く表すことができる。

$$\dots (1)$$

ンダ圧 P_{m1} は、ブレーキ踏力F、および、レギュレータ圧 P_{r1} を用いて次式の如く表すことができる。

【0028】

$$\dots (2)$$

大径部52の面積を S_2 とすると、次式の如く表すことができる。

$$\dots (3)$$

ギュレータ圧 P_{r1} が第2ピストン50に作用する面積を S_2 とすると、次式の如く表すことができる。

【0029】

$$\dots (4)$$

クションディスク78を介してレギュレータ圧 P_{r1} に応じた反力 F_r が伝達される。反力 F_r は、所定値Kを用いて次式の如く表すことができる。

【0030】

7

$$F_r = K \times P_{11}$$

ブレーキペダル 12 にブレーキ踏力 F が加えられた後、上記 (3) ~ (5) 式に示す F_{11} 、 F_{12} 、および、 F

$$F_{11} > F_{12} + F_r$$

この場合、第 2 油圧室 58 が高压通路 64 と導通状態に維持されるため、レギュレータ圧 P_{11} は徐々に上昇する。

【0031】ブレーキペダル 12 にブレーキ踏力 F が加

$$F_{11} < F_{12} + F_r$$

第 2 ピストン 50 が原位置に向けて押し戻されると、第 2 油圧室 58 が高压通路 64 から遮断されるため、レギュレータ圧 P_{11} の昇圧が停止される。このため、ハイドロブースタ 36 によれば、ブレーキペダル 12 にブレー

$$F_{11} = F_{12} + F_r$$

上記 (8) 式の関係は、上記 (3) ~ (5) 式の関係を $P_{11} = F / (S_1 + K - S_2)$

本実施例において、ハイドロブースタ 36 は、上記 (9) 式中 “ $1 / (S_1 + K - S_2)$ ” が所定の倍力比となるように、かつ、レギュレータ圧 P_{11} とマスタシリンダ圧 P_{12} とがほぼ等圧となるように設計されている。このため、ハイドロブースタ 36 によれば、ブレーキペダル 12 にブレーキ踏力 F が加えられた場合に、第 1 油圧室 56 および第 2 油圧室 58 に、ブレーキ踏力 F に対して所定の倍力比を有する液圧 (マスタシリンダ圧 P_{12} およびレギュレータ圧 P_{11}) を発生させることができる。

【0033】尚、以下の記載においては、ハイドロブースタ 36 によって生成される液圧、すなわち、第 1 油圧室 56 で生成されるマスタシリンダ圧 P_{12} 、および、第 2 油圧室 58 で生成されるレギュレータ圧 P_{11} を総称して、マスタシリンダ圧 P_{12} と称す。図 1 に示す如く、ハイドロブースタ 36 の第 1 油圧室 56、および、第 2 油圧室 58 には、それぞれ第 1 液圧通路 82、および、第 2 液圧通路 84 が連通している。第 1 液圧通路 82 には、第 1 アシストソレノイド 86 (以下、 SA_{186} と称す) および第 2 アシストソレノイド 88 (以下、 SA_{188} と称す) が連通している。一方、第 2 液圧通路 84 には、第 3 アシストソレノイド 90 (以下、 SA_{190} と称す) が連通している。

【0034】 SA_{186} および SA_{188} には、また、制御圧通路 92 が連通している。制御圧通路 92 は、レギュレータ切り換えソレノイド 94 (以下、 STR_{94} と称す) を介してアキュムレータ通路 26 に連通している。 STR_{94} は、オフ状態とされることでアキュムレータ通路 26 と制御圧通路 92 とを遮断状態とし、かつ、オン状態とされることでそれらを導通状態とする 2 位置の電磁弁である。

【0035】 SA_{186} には、右前輪 FR に対応して設けられた液圧通路 96 が連通している。同様に、 SA_{188} には、左前輪 FL に対応して設けられた液圧通路 9

8

... (5)

r に次式の関係が成立する間は第 2 ピストン 50 が原位置から図 2 に於ける左方向に変位する。

... (6)

えられた後、上記 (3) ~ (5) 式に示す F_{11} 、 F_{12} 、および、 F_r に次式の関係が成立する状態が形成されると、第 2 ピストン 50 は原位置に向けて押し戻される。

... (7)

キ踏力が加えられた後、次式の関係が満たされるようにレギュレータ圧 P_{11} が調圧される。

【0032】

... (8)

用いて次式の如く書き換えることができる。

... (9)

8 が連通している。 SA_{186} は、オフ状態とされることで液圧通路 96 を第 1 液圧通路 82 に導通させる第 1 の状態を実現し、かつ、オン状態とされることで液圧通路 96 を制御圧通路 92 に導通させる第 2 の状態を実現する 2 位置の電磁弁である。また、 SA_{188} は、オフ状態とされることで液圧通路 98 を第 1 液圧通路 82 に導通させる第 1 の状態を実現し、かつ、オン状態とされることで液圧通路 98 を制御圧通路 92 に導通させる第 2 の状態を実現する 2 位置の電磁弁である。

【0036】 SA_{190} には、左右後輪 RL 、 RR に対応して設けられた液圧通路 100 が連通している。 SA_{190} は、オフ状態とされることで第 2 液圧通路 84 と液圧通路 100 とを導通状態とし、かつ、オン状態とされることでそれらを遮断状態とする 2 位置の電磁弁である。第 2 液圧通路 84 と液圧通路 100 との間には、第 2 液圧通路 84 側から液圧通路 100 側へ向かうフルードの流れのみを許容する逆止弁 102 が配設されている。

【0037】右前輪 FR に対応する液圧通路 96 には、右前輪保持ソレノイド 104 (以下、 $SFRH_{104}$ と称す) が連通している。同様に、左前輪 FL に対応する液圧通路 96 には左前輪保持ソレノイド 106 (以下、 $SFLH_{106}$ と称す) が、左右後輪 RL 、 RR に対応する液圧通路 100 には右後輪保持ソレノイド 108 (以下、 $SRRH_{108}$ と称す) および左後輪保持ソレノイド 110 (以下、 $SRLH_{110}$ と称す) が、それぞれ連通している。以下、これらのソレノイドを総称する場合は「保持ソレノイド $S^{**}H$ 」と称す。

【0038】 $SFRH_{104}$ には、右前輪減圧ソレノイド 112 (以下、 $SFRR_{112}$ と称す) が連通している。同様に、 $SFLH_{106}$ 、 $SRRH_{108}$ および $SRLH_{110}$ には、それぞれ左前輪減圧ソレノイド 114 (以下、 $SFLR_{114}$ と称す)、右後輪減圧ソレノイド 116 (以下、 $SRRR_{116}$ と称す) および左後

輪減圧ソレノイド118（以下、SRLR118と称す）が、それぞれ連通している。以下、これらのソレノイドを総称する場合には「減圧ソレノイドS**R」と称す。

【0039】SFRH104には、また、右前輪FRのホイルシリンダ120が連通している。同様に、SFLH106には左前輪FLのホイルシリンダ122が、SRRH108には右後輪RRのホイルシリンダ124が、また、SRLH110には左後輪RLのホイルシリンダ126がそれぞれ連通している。更に、液圧通路96とホイルシリンダ120との間には、SFRH104をバイパスしてホイルシリンダ120側から液圧通路96へ向かうフルードの流れを許容する逆止弁128が配設されている。同様に、液圧通路98とホイルシリンダ122との間、液圧通路100とホイルシリンダ124との間、および、液圧通路100とホイルシリンダ126との間には、それぞれSFLH106、SRRH108およびSRLH110をバイパスするフルードの流れを許容する逆止弁130、132、134が配設されている。

【0040】SFRH104は、オフ状態とされることにより液圧通路96とホイルシリンダ120とを導通状態とし、かつ、オン状態とされることによりそれらを遮断状態とする2位置の電磁弁である。同様に、SFLH106、SRRH108およびSRLH110は、それぞれオン状態とされることにより液圧通路98とホイルシリンダ122とを結ぶ経路、液圧通路100とホイルシリンダ124とを結ぶ経路、および、液圧通路100とホイルシリンダ126とを結ぶ経路を遮断状態とする2位置の電磁弁である。

【0041】SFRR112、SFLR114、SRRR116およびSRLR118にはリターン通路20が連通している。SFRR112は、オフ状態とされることによりホイルシリンダ120とリターン通路20とを遮断状態とし、かつ、オン状態とされることによりホイルシリンダ120とリターン通路20とを導通状態とする2位置の電磁弁である。同様に、SFLR114、SRRR116およびSRLR118は、それぞれオン状態とされることによりホイルシリンダ122とリターン通路20とを結ぶ経路、ホイルシリンダ124とリターン通路20とを結ぶ経路、および、ホイルシリンダ126とリターン通路20とを結ぶ経路を導通させる2位置の電磁弁である。

【0042】右前輪FRの近傍には、車輪速センサ136が配設されている。車輪速センサ136は、右前輪FRの回転速度に応じた周期でパルス信号を出力する。同様に、左前輪FLの近傍、右後輪RRの近傍、および、左後輪RLの近傍には、それぞれ対応する車輪の回転速度に応じた周期でパルス信号を出力する車輪速センサ138、140、142が配設されている。車輪速センサ

136～142の出力信号はECU10に供給されている。ECU10は、車輪速センサ136～142の出力信号に基づいて各車輪の回転速度V_iを検出する。

【0043】ハイドロブースタ36の第2油圧室58に連通する第2液圧通路84には、液圧センサ144が配設されている。液圧センサ144は、第2油圧室58の内部に発生する液圧、すなわち、ハイドロブースタ36によって生成されるマスタシリンダ圧P_mに応じた電気信号を出力する（以下、液圧センサ144をM/C圧センサ144という）。このM/C圧センサ144の出力信号はECU10に供給されている。ECU10は、M/C圧センサ144の出力信号に基づいてマスタシリンダ圧P_mを検出する。

【0044】また、本実施例のシステムにおいては、ECU10は加速度センサ99が接続されている。この加速度センサ99は、車両に作用する車幅方向の加速度（以下、横Gという）に応じた信号、及び車両の前後方向に作用する前後方向の加速度（以下、前後Gという）に応じた信号を出力する。ECU10は、加速度センサ99の出力信号に基づいて、車両の旋回状態を検出する。

【0045】次に、本実施例の制動力制御装置の動作を説明する。本実施例の制動力制御装置は、油圧回路内に配設された各種の電磁弁の状態を切り換えることにより、①通常のブレーキ装置としての機能、②アンチロックブレーキシステムとしての機能、および、③制動力の速やかな立ち上がりが要求される場合に通常時に比して大きな制動力を発生させる機能（ブレーキアシスト機能）を実現する。

【0046】図1は、①通常のブレーキ装置としての機能（以下、通常ブレーキ機能と称す）を実現するための制動力制御装置の状態を示す。すなわち、①通常ブレーキ機能は、図1に示す如く、制動力制御装置が備える全ての電磁弁をオフ状態とすることにより実現される。以下、図1に示す状態を通常ブレーキ状態と称す。また、制動力制御装置において通常ブレーキ機能を実現させるための制御を通常ブレーキ制御と称す。

【0047】図1において、左右前輪FL、FRのホイルシリンダ120、122は、第1液圧通路82を介してハイドロブースタ34の第1油圧室56に連通している。また、左右後輪RL、RRのホイルシリンダ124、126は、第2液圧通路84を介してハイドロブースタ36の第2油圧室58に連通している。この場合、ホイルシリンダ120～126のホイルシリンダ圧P_iは、常にマスタシリンダ圧P_mと等圧に制御される。従って、図1示す状態によれば、通常ブレーキ機能が実現される。

【0048】図3は、②アンチロックブレーキシステムとしての機能（以下、ABS機能と称す）を実現するための制動力制御装置の状態を示す。すなわち、②ABS

機能は、図3に示す如く、SA:86およびSA:88をオン状態とし、かつ、ABSの要求に応じて保持ソレノイドS**Hおよび減圧ソレノイドS**Rを適当に駆動することにより実現される。以下、図3に示す状態をABS作動状態と称す。また、制動力制御装置においてABS機能を実現させるための制御をABS制御と称す。

【0049】ECU10は、車両が制動状態にあり、かつ、何れかの車輪について過剰なスリップ率が検出された場合にABS制御を開始する。ABS制御中は、前輪に対応して設けられた液圧通路96、98が、後輪に対応して設けられた液圧通路100と同様にハイドロブースタ36の第2油圧室58に連通する。従って、ABS制御中は、全ての車輪のホイルシリンダ圧P_hが第2油圧室58を液圧源として昇圧される。

【0050】ABS制御の実行中に、保持ソレノイドS**Hを開弁状態とし、かつ、減圧ソレノイドS**Rを閉弁状態とすると、各車輪のホイルシリンダ圧P_hを増圧することができる。以下、この状態を(i)増圧モードと称す。また、ABS制御中に保持ソレノイドS**Hおよび減圧ソレノイドS**Rの双方を閉弁状態とすると、各車輪のホイルシリンダ圧P_hを保持することができる。以下、この状態を(ii)保持モードと称す。更に、ABS制御中に保持ソレノイドS**Hを開弁状態とし、かつ、減圧ソレノイドS**Rを開弁状態とすると、各車輪のホイルシリンダ圧P_hを減圧することができる。以下、この状態を(iii)減圧モードと称す。

【0051】ECU10は、ABS制御中に、各車輪のスリップ状態に応じて、各車輪毎に適宜上記の(i)増圧モード、(ii)保持モード、および、(iii)減圧モードが実現されるように、保持ソレノイドS**Hおよび減圧ソレノイドS**Rを制御する。保持ソレノイドS**Hおよび減圧ソレノイドS**Rが上記の如く制御されると、全ての車輪のホイルシリンダ圧P_hは、対応する車輪に過大なスリップ率を発生させることのない圧力に制御される。従って、上記の制御によれば、制動力制御装置においてABS機能を実現することができる。

【0052】ABS制御中は、各車輪で減圧モードが行われる毎にホイルシリンダ120~126内のブレーキフルードがリターン通路20に排出される。そして、各車輪で増圧モードが行われる毎にハイドロブースタ36からホイルシリンダ120~126にブレーキフルードが供給される。このため、ABS制御中は通常ブレーキ時に比して多量のブレーキフルードがハイドロブースタ36から流出する。

【0053】ハイドロブースタ36の第1油圧室56には、アキュムレータ28のような液圧源が連通していない。このため、ABS制御の実行中に第1油圧室56が液圧源として用いられると、第1油圧室56内部のブレーキフルードが多量に流出して、その結果、ブレーキベ

ダル12に過大なストロークが生ずる事態が生ずる。これに対して、本実施例のシステムにおいては、ABS制御中に、スプール部54を介してアキュムレータ28に連通する第2油圧室58が液圧源として用いられる。このため、本実施例のシステムによれば、ABS制御の実行中にブレーキペダル12に過大なストロークが生ずることはない。

【0054】図4乃至図6は、④ブレーキアシスト機能(以下、BA機能と称す)を実現するための制動力制御装置の状態を示す。ECU10は、運転者によって制動力の速やかな立ち上がりを要求するブレーキ操作、すなわち、緊急ブレーキ操作が実行された後に図4乃至図6に示す状態を適宜実現することでBA機能を実現する。以下、制動力制御装置において、BA機能を実現させるための制御をBA制御と称す。

【0055】図4は、BA制御の実行中に実現されるアシスト圧増圧状態を示す。アシスト圧増圧状態は、BA制御の実行中に各車輪のホイルシリンダ圧P_hを増圧させる必要がある場合に実現される。本実施例のシステムにおいて、アシスト圧増圧状態は、図4に示す如く、SA:86、SA:88、SA:90およびSTR94をオン状態とすることで実現される。

【0056】アシスト圧増圧状態では、全てのホイルシリンダ120~126がSTR94を介してアキュムレータ通路26に連通する。従って、アシスト圧増圧状態を実現すると、全ての車輪のホイルシリンダ圧P_hを、アキュムレータ28を液圧源として昇圧することができる。アキュムレータ28には、高圧のアキュムレータ圧P_{ac}が蓄えられている。このため、アシスト圧増圧状態によれば、全ての車輪のホイルシリンダ圧P_hを、マスタシリンダ圧P_mに比して高圧に昇圧することができる。

【0057】ところで、図4に示すアシスト圧増圧状態において、液圧通路96、98、100は、上記の如くアキュムレータ通路26に連通していると共に、逆止弁102を介して第2液圧通路84に連通している。このため、第2液圧通路84に導かれるマスタシリンダ圧P_mが各車輪のホイルシリンダ圧P_hに比して大きい場合は、アシスト圧増圧状態においてもハイドロブースタ36を液圧源としてホイルシリンダ圧P_hを昇圧することができる。

【0058】図5は、BA制御の実行中に実現されるアシスト圧保持状態を示す。アシスト圧保持状態は、BA制御の実行中に各車輪のホイルシリンダ圧P_hを保持する必要がある場合に実現される。アシスト圧保持状態は、図5に示す如く、SA:86、SA:88、SA:90およびSTR94をオン状態とした状態で、更に、全ての保持ソレノイドS**Hをオン状態(閉弁状態)とすることで実現される。

【0059】アシスト圧保持状態では、ハイドロブース

10

20

30

40

50

タ 36 とホイルシリンダ 120 ~ 126 とが遮断状態とされ、リターン通路 20 とホイルシリンダ 120 ~ 126 とが遮断状態とされ、かつ、アキュムレータ 28 からホイルシリンダ 120 ~ 126 へ向かうフルードの流れが阻止される。このため、アシスト圧保持状態によれば、全ての車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLC} を一定値に保持することができる。

【0060】図 6 は、BA 制御の実行中に実現されるアシスト圧減圧状態を示す。アシスト圧減圧状態は、BA 制御の実行中に各車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLC} を減圧する必要がある場合に実現される。アシスト圧減圧状態は、図 6 に示す如く、 SA_{186} および SA_{188} をオン状態とすることで実現される。アシスト圧減圧状態では、アキュムレータ 28 とホイルシリンダ 120 ~ 126 とが遮断状態とされ、リターン通路 20 とホイルシリンダ 120 ~ 126 とが遮断状態とされ、かつ、ハイドロブースタ 36 とホイルシリンダ 120 ~ 126 とが導通状態とされる。このため、アシスト圧減圧状態によれば、全ての車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLC} を、マスタシリンダ圧 P_{MLC} を下限値として減圧することができる。

【0061】図 7 は、本実施例の制動力制御装置において、運転者によって緊急ブレーキ操作が実行された場合に実現されるタイムチャートの一例を示す。図 7 (A) に示す曲線は、運転者によって緊急ブレーキ操作が行われた場合に、単位時間当たりのマスタシリンダ圧 P_{MLC} の変化量 ΔP_{MLC} (以下、変化速度 ΔP_{MLC} と称す) に生ずる変化の一例を示す。また、図 7 (B) 中に破線で示す曲線および実線で示す曲線は、同様の状況下で、それぞれマスタシリンダ圧 P_{MLC} およびホイルシリンダ圧 P_{HLC} に生ずる変化の一例を示す。本実施例のシステムにおいて、マスタシリンダ圧 P_{MLC} およびその変化速度 ΔP_{MLC} は、それぞれブレーキペダル 12 の操作量、および、ブレーキペダル 12 の操作速度の特性値である。このマスタシリンダ圧 P_{MLC} は、前記したように M/C 圧センサ 144 により検出することができる。

【0062】運転者によって緊急ブレーキ操作が行われると、図 7 (B) 中に破線で示す如く、マスタシリンダ圧 P_{MLC} は、ブレーキ操作が開始された後適当な圧力まで速やかに昇圧される。この際、マスタシリンダ圧 P_{MLC} の変化速度 ΔP_{MLC} は、図 7 (A) に示す如く、ブレーキ操作が開始された後マスタシリンダ圧 P_{MLC} が急増する時期と同期して最大値 ΔP_{MLC} に向かって増加し、また、マスタシリンダ圧 P_{MLC} が適当な圧力に収束する時期と同期して“0”近傍の値に減少する。

【0063】上述の如く、ECU 10 は、運転者による緊急ブレーキ操作が検出された場合に BA 制御を実行する。ECU 10 は、運転者によって緊急ブレーキ操作が実行されたか否かを判別するに当たり、まず、所定速度を超えるブレーキペダル 12 の操作を、具体的には、第 1 の所定速度 $TH\Delta P1$ を超える変化速度 ΔP_{MLC} を検

出する。ECU 10 は、 $\Delta P_{MLC} > TH\Delta P1$ を満たす変化速度 ΔP_{MLC} を検出すると、緊急ブレーキ操作が実行された可能性があると判断して、第 1 スタンバイ状態へ移行する (図 7 (B) 中期間 ①)。

【0064】ECU 10 は、第 1 スタンバイ状態に移行した後、マスタシリンダ圧 P_{MLC} の変化速度 ΔP_{MLC} が第 2 の所定速度 $TH\Delta P2$ 以下となるまでの時間 $t_1 - t_0 = CSTANBY1$ を計数する。そして、ECU 10 は、経過時間 $CSTANBY1$ が所定範囲内にある場合は、運転者によって緊急ブレーキ操作が実行されたと判断して第 2 スタンバイ状態に移行する (図 7 (B) 中期間 ②)。

【0065】本実施例の制動力制御装置において、マスタシリンダ圧 P_{MLC} に急激な昇圧が生じている間は、マスタシリンダ圧 P_{MLC} とホイルシリンダ圧 P_{HLC} との間に大きな偏差 $Pdiff$ が発生する。かかる状況下では、ハイドロブースタ 36 を液圧源とする方が、アキュムレータ 28 を液圧源とするよりもホイルシリンダ圧 P_{HLC} を速やかに立ち上げることができる。

【0066】従って、運転者によって緊急ブレーキ操作が行われた後、偏差 $Pdiff$ が十分に小さな値となるまでの間は、通常ブレーキ制御を維持する方が BA 制御を開始するよりも、速やかにホイルシリンダ圧 P_{HLC} を立ち上げることができる。このため、ECU 10 は、上述した第 2 スタンバイ状態に移行した後、偏差 $Pdiff$ が十分に小さな値となった時点で BA 制御を開始する。BA 制御がかかるタイミングで開始されると、緊急ブレーキ操作が開始された後、ホイルシリンダ圧 P_{HLC} を効率良く速やかに昇圧させることができる。

【0067】本実施例の制動力制御装置において、BA 制御が開始されると、まず (I) 開始増圧モードが実行される (図 7 (B) 中期間 ③)。(I) 開始増圧モードは、所定の増圧時間 T_{MLC} の間、上記図 4 に示すアシスト圧増圧状態を維持することにより実現される。上述の如く、アシスト圧増圧状態によれば、各車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLC} がアキュムレータ 28 を液圧源としてマスタシリンダ圧 P_{MLC} を超える圧力に昇圧される。従って、BA 制御が開始されると、(I) 開始増圧モードの実行に伴って、各車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLC} が速やかにマスタシリンダ圧 P_{MLC} を超える圧力に昇圧される。以下、BA 制御の実行中に、ホイルシリンダ圧 P_{HLC} とマスタシリンダ圧 P_{MLC} との間に生ずる差圧をアシスト圧 P_a と称す。

【0068】本実施例において、増圧時間 T_{MLC} は、緊急ブレーキ操作の過程でマスタシリンダ圧 P_{MLC} に生じた変化速度 ΔP_{MLC} の最大値 ΔP_{MLC} に基づいて演算される。具体的には、増圧時間 T_{MLC} は、変化速度 ΔP_{MLC} の最大値 ΔP_{MLC} が大きいほど長時間に設定され、また、その最大値 ΔP_{MLC} が小さいほど短時間に設定される。

【0069】変化速度 ΔP_{HLL} の最大値 ΔP_{HLL} は、運転者が制動力を速やかに立ち上げることを意図するほど大きな値となる。従って、最大値 ΔP_{HLL} が大きな値である場合は、BA制御が開始された後、ホイルシリンダ圧 P_{HLL} をマスタシリンダ圧 P_{ML} に比して大きく増圧させることが適切である。増圧時間 T_{HLL} が、最大値 ΔP_{HLL} に基づいて上記の如く設定されると、運転者が制動力を速やかに立ち上げることを意図するほど、緊急ブレーキ操作が検出された後、ホイルシリンダ圧 P_{HLL} をマスタシリンダ圧 P_{ML} に比して大きく増圧させること、すなわち、大きなアシスト圧 P_a を発生させることができる。従って、本実施例の制動力制御装置によれば、(I)開始増圧モードの実行が開始された後、運転者の意図が正確に反映されたホイルシリンダ圧 P_{HLL} を速やかに発生させることができる。

【0070】本実施例の制動力制御装置において、(I)開始増圧モードが終了すると、以後、運転者のブレーキ操作に対応して、(II)アシスト圧増圧モード、(III)アシスト圧減圧モード、(IV)アシスト圧保持モード、(V)アシスト圧緩増モード、および、(VI)アシスト圧緩減モードの何れかが実行される。BA制御の実行中に、マスタシリンダ圧 P_{ML} が急激に増圧されている場合は、運転者が更に大きな制動力を要求していると判断できる。本実施例の制動力制御装置では、この場合、(II)アシスト圧増圧モードが実行される(図7(B)中期間⑦)。(II)アシスト圧増圧モードは、上述した(I)開始増圧モードと同様に、制動力制御装置をアシスト圧増圧状態とすることで実現される。アシスト圧増圧状態によれば、各車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLL} をアクيومレータ圧 P_{ACC} に向けて速やかに昇圧させることができる。従って、上記の処理によれば、運転者の意図を正確にホイルシリンダ圧 P_{HLL} に反映させることができる。

【0071】BA制御の実行中に、マスタシリンダ圧 P_{ML} が急激に減圧されている場合は、運転者が制動力を速やかに低下させることを意図していると判断できる。本実施例では、この場合、(III)アシスト圧減圧モードが実行される(図7(B)中期間⑧)。(III)アシスト圧減圧モードは、上記図6に示すアシスト圧減圧状態を維持することにより実現される。アシスト圧減圧状態によれば、上述の如く、各車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLL} をマスタシリンダ圧 P_{ML} に向けて速やかに減圧させることができる。従って、上記の処理によれば、運転者の意図を正確にホイルシリンダ圧 P_{HLL} に反映させることができる。

【0072】BA制御の実行中にマスタシリンダ圧 P_{ML} がほぼ一定値に維持されている場合は、運転者が制動力を保持することを意図していると判断できる。本実施例では、この場合、(IV)アシスト圧保持モードが実行される(図7(B)中期間⑨および⑩)。(IV)アシスト圧保持モードは、上記図5に示すアシスト圧保持状態を

維持することにより実現される。アシスト圧保持状態によれば、上述の如く、各車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLL} を一定値に維持することができる。従って、上記の処理によれば、運転者の意図を正確にホイルシリンダ圧 P_{HLL} に反映させることができる。

【0073】BA制御の実行中にマスタシリンダ圧 P_{ML} が緩やかに増圧されている場合は、運転者が制動力を緩やかに立ち上げることを意図していると判断できる。本実施例では、この場合、(V)アシスト圧緩増モード(図示せず)が実行される。(V)アシスト圧緩増モードは、上記図4に示すアシスト圧増圧状態と上記図5に示すアシスト圧保持状態とを繰り返すことにより実現される。(V)アシスト圧緩増モードによれば、各車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLL} をアクيومレータ圧 P_{ACC} に向けて段階的に昇圧させることができる。従って、上記の処理によれば、運転者の意図を正確にホイルシリンダ圧 P_{HLL} に反映させることができる。

【0074】BA制御の実行中にマスタシリンダ圧 P_{ML} が緩やかに減圧されている場合は、運転者が制動力を緩やかに低下させることを意図していると判断できる。本実施例では、この場合(VI)アシスト圧緩減モードが実行される(図7(B)中期間⑪)。(VI)アシスト圧緩減モードは、上記図6に示すアシスト圧減圧状態と上記図5に示すアシスト圧保持状態とを繰り返すことにより実現される。(VI)アシスト圧緩減モードによれば、各車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLL} をマスタシリンダ圧 P_{ML} に向けて段階的に減圧させることができる。従って、上記の処理によれば、運転者の意図を正確にホイルシリンダ圧 P_{HLL} に反映させることができる。

【0075】上記の処理によれば、運転者によって緊急ブレーキ操作が実行された後速やかに、運転者の意図が正確に反映されたアシスト圧 P_a を発生させることができる。このため、本実施例の制動力制御装置によれば、運転者の意図に応じて制動力の立ち上がり傾向を変化させることができる。また、上記の処理によれば、(I)開始増圧モードによってアシスト圧 P_a が発生された後、運転者によってブレーキ操作がなされた場合に、そのブレーキ操作に対応してホイルシリンダ圧 P_{HLL} を増減させることができる。このため、上記の処理によれば、BA制御の実行中常に、アシスト圧 P_a をほぼ一定の値に維持しつつ、ホイルシリンダ圧 P_{HLL} に適正に運転者の意図を反映させることができる。

【0076】制動力制御装置においてBA制御が開始されると、その後、各車輪のホイルシリンダ圧 P_{HLL} が速やかに昇圧されることにより、何れかの車輪について過剰なスリップ率が生ずる場合がある。ECU10は、このような場合には、BA制御に加えてABS制御を実行する。以下、この制御をBA+ABS制御と称す。BA+ABS制御は、上記図4乃至図6に示す何れかの状態を実現しつつ、過剰なスリップ率の生じた車輪(以下、

ABS対象車輪と称す)について、適宜上述した(i)増圧モード、(ii)保持モード、および、(iii)減圧モードが実現されるように、保持ソレノイド $S^{**}H$ および減圧ソレノイド $S^{**}R$ を制御することで実現される。

【0077】すなわち、上記図4に示すアシスト圧増圧状態、または、上記図5に示すアシスト圧保持状態が実現されている場合は、保持ソレノイド $S^{**}H$ の全てにアクキュレータ圧 P_{acc} が供給される。このような状況下では、保持ソレノイド $S^{**}H$ および減圧ソレノイド $S^{**}R$ を適当に制御することで、全ての車輪について、(ii)保持モード、(iii)減圧モード、および、ホイールシリンダ圧 P_{acc} をマスタシリンダ圧 P_{acc} を超える圧力に昇圧することを目的とする(i)増圧モードを実現することができる。従って、上記図4および図5に示す何れかの状態が実現されている場合は、ABS制御の要求に応じて保持ソレノイド $S^{**}H$ および減圧ソレノイド $S^{**}R$ を制御することで、BA+ABS制御を実現することができる。

【0078】また、上記図6に示すアシスト圧減圧状態が実現されている場合は、保持ソレノイド $S^{**}H$ の全てにマスタシリンダ圧 P_{acc} が供給されている。この場合、全ての車輪について(ii)保持モードおよび(iii)減圧モードを実現することができる。ところで、上記図6に示すアシスト圧減圧状態は、運転者が制動力の減少を意図している場合に、すなわち、何れの車輪のホイールシリンダ圧 P_{acc} も増圧する必要がない場合に実現される。従って、上記図6に示すアシスト圧減圧状態が実現されている場合に、ABS対象車輪について(ii)保持モードおよび(iii)減圧モードが実現できれば、適正にBA+ABS制御の要求を満たすことができる。

【0079】このように、本実施例の制動力制御装置によれば、BA制御が開始された後、上記図4乃至図6に示す何れかの状態を実現しつつ、ABS制御の要求に応じて保持ソレノイド $S^{**}H$ および減圧ソレノイド $S^{**}R$ を制御することにより、BA+ABS制御を実現することができる。上述したBA+ABS制御によれば、アクキュレータ28を液圧源として、全ての車輪のホイールシリンダ圧 P_{acc} を対応する車輪に過大なスリップ率を発生させることのない適当な圧力に制御することができる。

【0080】次に、本実施例の制動力制御装置の特徴部について説明する。図8は、車両の旋回中に4つの車輪FL, FR, RL, RRのそれぞれに発生するコーナリングフォース CF_{fl} , CF_{fr} , CF_{rl} , CF_{rr} (以下、これらを総称する場合はコーナリングフォース $CF_{..}$ と称す)を示す。車両の旋回中に加速操作および減速操作のいずれも行われていない場合は、4つの車輪FL, FR, RL, RRには、旋回方向内側へ向かう摩擦力ののみが発生する。この場合、図8に示す如く、各車輪FL, FR, RL, RRに発生する摩擦力が、全てコーナリン

グフォース $CF_{..}$ となる。

【0081】4つの車輪FL, FR, RL, RRで発生するコーナリングフォース $CF_{..}$ のうち、左右前輪FL, FRで発生するコーナリングフォース CF_{fl} , CF_{fr} は、重心Gを中心として車両を旋回方向に回転させようとするモーメント、すなわち、スピンモーメントとして車両に作用する。一方、各車輪FL, FR, RL, RRで発生するコーナリングフォース $CF_{..}$ のうち、左右後輪RL, RRで発生するコーナリングフォース CF_{rl} , CF_{rr} は、重心Gを中心として、車両を旋回方向と逆向きに回転させようとするモーメント、すなわち、アンチスピンモーメントとして車両に作用する。

【0082】車両の旋回時に、アンチスピンモーメントに比して大きなスピンモーメントが発生すると、車両は更に旋回内方へ向かってその姿勢を変化させる。一方、車両の旋回時に、スピンモーメントに比して大きなアンチスピンモーメントが発生すると、車両は、旋回方向外側に向かってその姿勢を変化させる。従って、旋回時における車両の姿勢は、左右前輪FL, FRに発生するコーナリングフォース CF_{fl} , CF_{fr} と、左右後輪RL, RRに発生するコーナリングフォース CF_{rl} , CF_{rr} とのバランスにより変化する。

【0083】図9は、車両の旋回中に制動操作が行われた場合、4つの車輪FL, FR, RL, RRのそれぞれに一般的に発生するコーナリングフォース $CF_{..}$ および制動力 BF_{fl} , BF_{fr} , BF_{rl} , BF_{rr} (以下、これらを総称する場合は制動力 $BF_{..}$ と称す)を示している。車両において制動操作が行われると、車両の荷重が前方へ移動する。車両の荷重が前方へ移動すると、前輪FL, FRの摩擦円が大きくなると共に、後輪RL, RRの摩擦円が小さくなる。このため、車両の制動中は、前輪FL, FRで発生させ得る合成摩擦力が大きくなる反面、後輪RL, RRで発生させ得る合成摩擦力が小さくなる。

【0084】車両の旋回中に制動操作が行われると、4つの車輪FL, FR, RL, RRには、コーナリングフォース $CF_{..}$ と制動力 $BF_{..}$ とを合成してなる合成摩擦力が発生する。この際、前輪FL, FRにおいては、大きな摩擦円が確保されていることから、十分に大きなコーナリングフォース CF_{fl} , CF_{fr} を得ることができる。一方、後輪RL, RRにおいては、摩擦円が小さいことから、大きなコーナリングフォース CF_{rl} , CF_{rr} を得ることが困難となる。このため、旋回中に制動操作が行われた場合は、一般にスピンモーメントの増大とアンチスピンモーメントの減少とが生じ易い。

【0085】図10は、旋回している車両において制動操作が行われた場合、その後所定時間(1sec)後に生ずるヨーレート γ の大きさを、制動操作に伴って車両に作用する前後Gとの関係で表したヨーレート特性を示している。このヨーレート特性は、旋回時に車両に発生し

10

20

30

40

50

ている横Gにより変化する。図10には、3種類の横Gが発生している場合のヨーレート特性を示しており、矢印A₁で示す特性は大きな値(G_{H1})の横Gが発生している場合のヨーレート特性、矢印A₂で示す特性は G_{H1} より小さい値(G_{H2})の横Gが発生している場合のヨーレート特性、また矢印A₃で示す特性は G_{H1} より小さい値(G_{H3})の横Gが発生している場合のヨーレート特性を夫々示している($G_{H1} > G_{H2} > G_{H3}$)。

【0086】ここで、本実施例の原理について、図10に示された3つのヨーレート特性の内、矢印A₁で示す特性を例に挙げて説明する。同図において、ヨーレート値が γ_{N1} である直線状の破線は、横Gの値が G_{H1} であつた場合に如何なる前後Gが作用した場合にも、操舵特性が常にニュートラル特性に維持される時に実現されるヨーレート特性である。従つて、矢印A₁で示すヨーレート特性値がニュートラル特性値 γ_{N1} と一致する点(その近傍領域を含む)においては、操舵特性はニュートラル特性を示すこととなる。

【0087】また、BA制御開始時における前後Gの値が G_{H1} であつたとすると、BA制御開始により制動力は増大し、これに伴い前後Gの値 G_{H1} は変化する。いま、BA制御開始により発生した前後Gの変化量を ΔG_{H1} とすると、この変化量 ΔG_{H1} の大きさは、運転者のブレーキペダル操作により変化する。即ち、運転者によるブレーキペダル12の操作量が大きい程、前後Gの変化量 ΔG_{H1} は大きくなる。ここでは、説明の便宜上、運転者のブレーキペダル操作により、3タイプの変化量 $\Delta G_{H1(1)}$ 、 $\Delta G_{H1(2)}$ 、 $\Delta G_{H1(3)}$ が発生したと仮定する($\Delta G_{H1(1)} < \Delta G_{H1(2)} < \Delta G_{H1(3)}$)。

【0088】先ず、BA制御開始により発生した前後Gの変化量が $\Delta G_{H1(1)}$ であつた場合に注目する。変化量が $\Delta G_{H1(1)}$ である場合、図10に示されるように、ヨーレート特性値(図中、点B₁で示す)はニュートラル特性値 γ_{N1} より大きくなっている。よつて、この状態では、車両の操舵特性はオーバーステアとなつてしまう。また、変化量が $\Delta G_{H1(2)}$ である場合、ヨーレート特性値(図中、点B₂で示す)はニュートラル特性値 γ_{N1} より小さくなっている。よつて、この状態では、車両の操舵特性はアンダーステアとなつてしまう。

【0089】これに対し、変化量が $\Delta G_{H1(3)}$ である場合、ヨーレート特性値(図中、点B₃で示す)はニュートラル特性値 γ_{N1} と一致しており、よつてこの状態では車両の操舵特性がニュートラル特性となつてゐる。従つて、BA制御を実施することにより上記変化量が $\Delta G_{H1(1)}$ (この近傍を含む)となる場合には、車両旋回中にBA制御を実施することにより、却つて車両安定性を向上させることができることが判る。

【0090】上記の現象が発生するのは、旋回特性は前輪のコーナリングフォース CF_{F1} 、 CF_{F2} と後輪のコー

ナリングフォース CF_{R1} 、 CF_{R2} との関係により決定され、また前輪の制動状態と後輪の制動状態は相互に影響を及ぼすものであるため、車両の旋回状態によっては後輪にも制動力を印加した方が却つて車両安定性が向上する状態を実現できるものと推定される。

【0091】本実施例では、上記の現象に注目し、各輪に対し制動力を印加した方が車両安定性が向上する領域(即ち、車両安定化領域)にある場合には、BA制御の実行開始の基準となる閾値を下げ、各輪に対し有効に制動力を付加することにより、車両安定性の向上を図る構成としたことを特徴とするものである。以下、上記した原理に基づきECU10が実施する旋回時BA制御処理について図11を用いて説明する。尚、本実施例においては、車両安定化領域として、前記したヨーレート特性値がニュートラル特性値 γ より小さい領域(即ち、車両旋回安定性の高い、ニュートラル領域及びアンダーステア領域)を採用している。

【0092】図11に示す旋回時BA制御処理は、所定時間(例えば6ms)毎に実施される割り込みルーチン処理である。同図に示す処理が起動すると先ずステップ100において、加速度センサ99によって検出されている横Gの値 G_{H1} の絶対値 $|G_{H1}|$ が、所定値Kを超えているか否かが判別される。 $|G_{H1}|$ は、車両の旋回状態が激しいほど大きな値となる。このため $|G_{H1}|$ は、車両の旋回状態の程度を表す特性値として扱うことができる。本ステップ100で、 $|G_{H1}| > K$ が成立すると判別される場合は、通常の手法でBA制御を実行すると、車両の操舵特性が運転者の予想を超えてオーバーステア傾向に変化すると判断することができる。

【0093】この場合、本ステップ100の処理に次いでステップ102の処理が実行される。一方、 $|G_{H1}| > K$ が成立しないと判別される場合は、通常の手法でBA制御を実行しても操舵特性が不当に変化することがないと判断することができる。この場合、本ステップ100の処理が終了すると、以後、何ら処理が進められることなく今回のルーチンが終了される。

【0094】ステップ102では、加速度センサ99により、BA制御開始時における前後Gの値 G_{H1} が検出される。この処理は、図10を用いて前記した原理説明において、 $G_{H1(1)}$ を求めたことと等価となる。続くステップ104では、BA制御開始により得られる変化量 ΔG_{H1} を求める。前記したように、この変化量 ΔG_{H1} はブレーキペダル12の操作量により推定することが可能である。具体的には、本実施例では、M/C圧センサ144により検出されるマスタシリンダ圧 $P_{M/C}$ により、ブレーキペダル12の操作量を検出する構成としている。従つて、当然ではあるがブレーキペダル12の操作量に応じて変化量 ΔG_{H1} は変化するものであり、一定値となるものではない。

【0095】ステップ104で変化量 ΔG_{H1} が求められ

ると、続くステップ 106 において、加速度センサ 99 によって検出されている横 G の値 G_{r1} に基づき、横 G マップの決定処理が行われる。ここで、横 G マップについて説明する。図 10 を用いた原理説明で述べたように、車両のヨーレート特性は車両に印加されている横 G の値 G_{r1} により異なる特性となる。

【0096】即ち、図 10 に示した例では、横 G が G_{r1} の時は車両のヨーレート特性は矢印 A₁ で示す特性となり、同様に横 G が G_{r2} の時は車両のヨーレート特性は矢印 A₂ で示す特性、横 G が G_{r3} の時は車両のヨーレート特性は矢印 A₃ で示す特性となる。このように、横 G の値 G_{r1} により、車両のヨーレート特性は異なる特性となるため、ステップ 106 では現在の車両の旋回状態に対応したヨーレート特性を選定する。

【0097】ところで、ある特定値 G_{r1} の横 G が車両に印加された場合に車両に発生するヨーレート特性は、実験的に求めることができる。このため、ECU 10 には、横 G の値 G_{r1} とヨーレート特性とを関連付けたマップ（参照マップ）が予め記憶されている。従って、ステップ 106 では、加速度センサ 99 によって検出される横 G の値 G_{r1} をパラメータとし、対応する参照マップを決定することができる。尚、この参照マップには、如何なる前後 G_{r1} が車両に作用した場合にも、操舵特性が常にニュートラル特性に維持される時に実現されるヨーレート特性値 γ 。（以下、このヨーレート特性値 γ を判定値 γ という）も合わせて記憶されている。

【0098】続くステップ 108 では、ステップ 102 で求められた BA 制御開始時における前後 G の値 G_{r1} と、ステップ 104 で求められた変化量 ΔG_{r1} を加算し、求められた前後 G 値 $(G_{r1} + \Delta G_{r1})$ に対応するヨーレート値 $\gamma (G_{r1} + \Delta G_{r1})$ を求める。このヨーレート値 $\gamma (G_{r1} + \Delta G_{r1})$ は、ステップ 106 で決定された参照マップから前後 G 値 $(G_{r1} + \Delta G_{r1})$ に基づき求められる。続いて、ECU 10 は、このヨーレート値 $\gamma (G_{r1} + \Delta G_{r1})$ が、車両安定化領域内の値となっているか否かを判定する。具体的には、ヨーレート値 $\gamma (G_{r1} + \Delta G_{r1})$ の値が、判定値 γ より小さいか否かが判定される。

【0099】そして、ステップ 108 でヨーレート値 $\gamma (G_{r1} + \Delta G_{r1})$ の値が判定値 γ より大きいと判定された場合（否定判断が行われた場合）には、処理をステップ 110 に進める。ステップ 110 では、後輪 RL、RR にアキュムレータ圧が供給されるのを禁止する処理が実行される。即ち、後輪 RL、RR に対し BA 動作が行われるのを禁止する。

【0100】ステップ 108 で否定判断が行われた場合、車両はオーバーステア状態となっている。このようなオーバーステア状態下において、後輪 RR、RL に対する BA 制御が禁止されることにより、BA 制御は前輪 FR、FL についてのみ実行されるため、後輪 RR、

RL に発生するコーナリングフォースの減少量が抑制される。よって、車両のオーバーステア傾向を抑制することができ、従って車両安定性の向上を図ることができる。

【0101】一方、ステップ 108 でヨーレート値 $\gamma (G_{r1} + \Delta G_{r1})$ の値が判定値 γ より小さいと判定された場合（肯定判断が行われた場合）は、車両がニュートラルステア状態或いはアンダーステア状態のである。このような場合には、前記したように車両旋回中に BA 制御を実施することにより、却って車両安定性を向上させることができる。

【0102】よって、ステップ 108 において肯定判断が行われた場合には、処理はステップ 112 に進み、BA 制御の実行開始の基準となる閾値を下げる処理を行う構成としている。これにより、上記した所定条件を満足する状態において、旋回時に後輪 RR、RL に制動力が印加されるため、車両の安定性を向上することができる。

【0103】ところで、上記の実施例においては、ECU 10 が加速度センサ 99 の検出値を読み取ることで前記請求項 1 記載の「旋回状態検出手段」が実現されると共に、ECU 10 が上記ステップ 108 乃至 112 の処理を実行することにより、前記請求項 1 記載の「閾値変更手段」および前記請求項 3 記載の「アシスト禁止手段」が実現されている。

【0104】尚、上記した実施例では、操作量として M/C 圧を用いたものを例に挙げて説明したが、操作量としてはペダルストローク等の他の検出値を用いることも可能である。また、上述した実施例においては、制動力制御装置の形式を、ハイドロブースタタイプに限定しているが、本発明はこれに限定されるものではなく、ポンプアップタイプ及びバキュームブースタタイプのものに各制動力制御装置に適用することも可能である。

【0105】

【発明の効果】上述の如く、本発明によれば次に述べる種々の効果を実現することができる。請求項 1 記載の発明によれば、車両旋回時において各輪に対し制動力を印加した方が車両安定性が向上する車両安定化領域にある場合には、ブレーキアシスト制御の実行開始の基準となる閾値を下げ、各輪に対し有効に制動力を付加する構成としたことにより、旋回時における車両安定性の向上を図ることができる。

【0106】また、請求項 2 記載の発明によれば、車両安定化領域を超える旋回特性値が検出された場合は、後輪についてのブレーキアシスト制御が禁止されるため、後輪に発生するコーナリングフォースの減少量が抑制され、車両のオーバーステア傾向を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施例に対応する制動力制御装置

の通常ブレーキ状態を示すシステム構成図である。

【図2】図1に示す制動力制御装置に用いられるハイドロブースタの構成図である。

【図3】本発明の第1実施例に対応する制動力制御装置のABS作動状態を示す図である。

【図4】本発明の第1実施例に対応する制動力制御装置においてBA制御中またはBA+ABS制御中に実現されるアシスト圧増圧状態を示す図である。

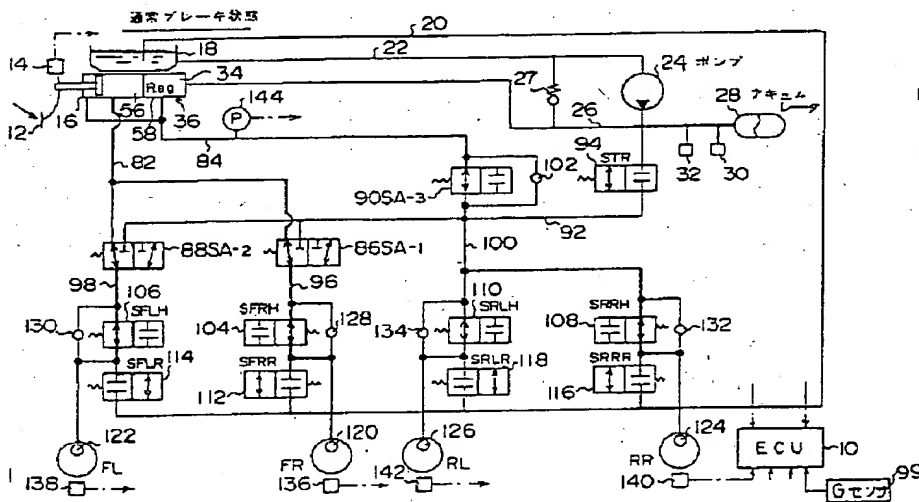
【図5】本発明の第1実施例に対応する制動力制御装置においてBA制御中またはBA+ABS制御中に実現されるアシスト圧保持状態を示す図である。

【図6】本発明の第1実施例に対応する制動力制御装置においてBA制御中またはBA+ABS制御中に実現されるアシスト圧減圧状態を示す図である。

【図7】図7(A)は、本発明の第1実施例に対応する制動力制御装置において緊急ブレーキ操作が行われた場合にマスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ の変化速度 $\Delta P_{m/c}$ に生ずる変化を示す図である。図7(B)は、本発明の第1実施例に対応する制動力制御装置において緊急ブレーキ操作が行われた場合にマスタシリンダ圧 $P_{m/c}$ 、およびホイールシリンダ圧 $P_{w/c}$ に生ずる変化を表す図である。

【図8】車両の旋回中に車輪に生じるコーナリングフォ

【図1】



ースを説明するための図である。

【図9】車両の旋回中に制動動作が行われた場合に車輪に生じるコーナリングフォース及び制動力を説明するための図である。

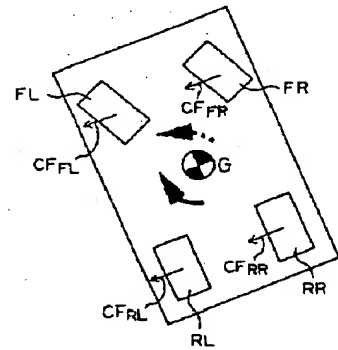
【図10】本発明の一実施例であるBA制御処理の原理を説明するための図である。

【図11】本発明の一実施例であるBA制御処理ルーチンのフローチャートである。

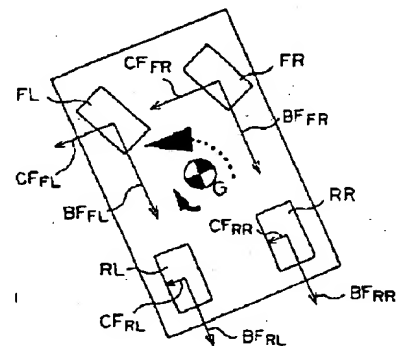
【符号の説明】

- 10 電子制御ユニット (ECU)
- 1.2 ブレーキペダル
- 36 ハイドロブースタ
- 86 第1アシストソレノイド (SA₁)
- 88 第2アシストソレノイド (SA₂)
- 90 第3アシストソレノイド (SA₃)
- 94 レギュレータ切り換えソレノイド (STR)
- 99 Gセンサ
- 104, 106, 108, 110 保持ソレノイド (S**H)
- 112, 114, 116, 118 減圧ソレノイド (S**R)
- 120, 122, 124, 126 ホイルシリンダ

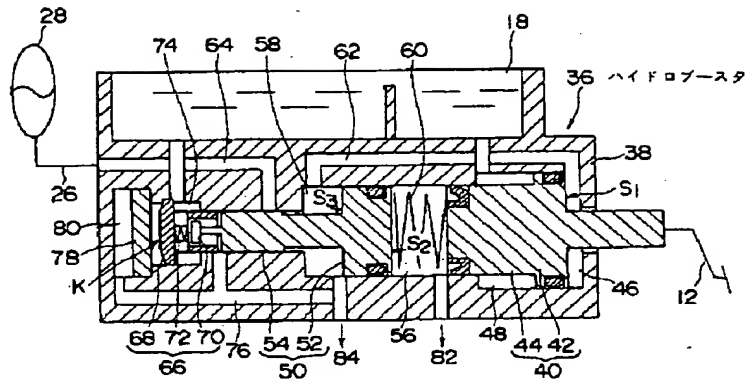
【図8】



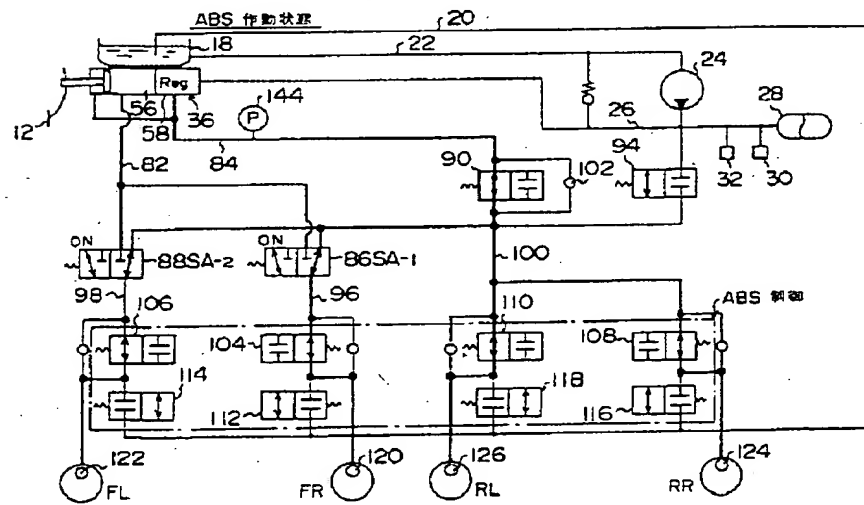
【図9】



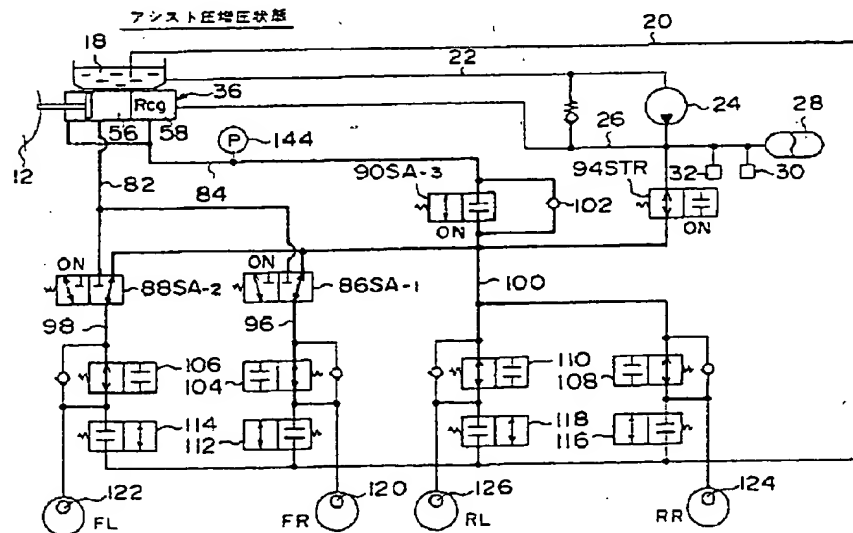
【図 2】



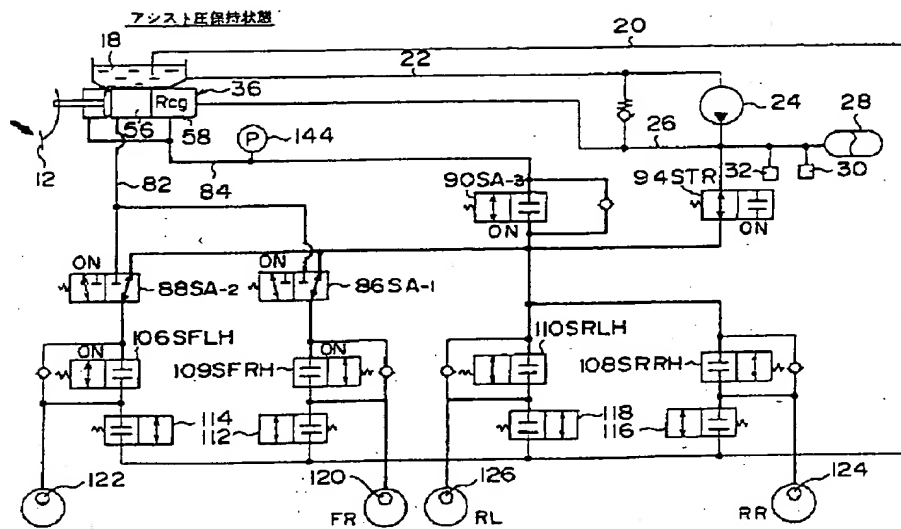
【図 3】



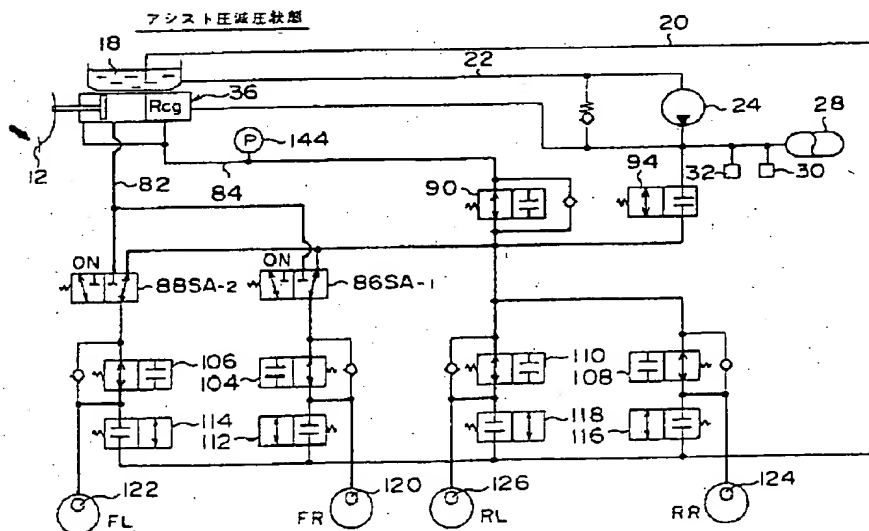
【図 4】



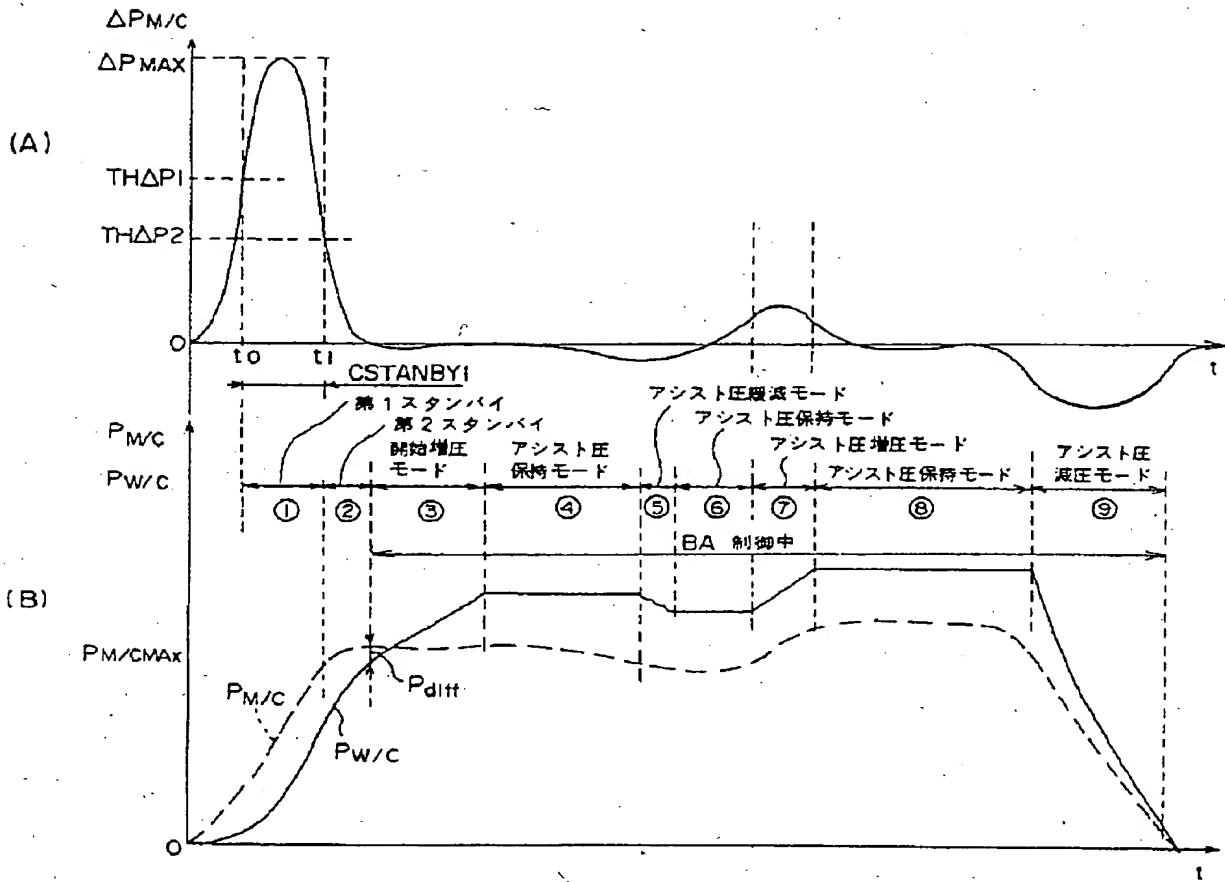
【図 5】



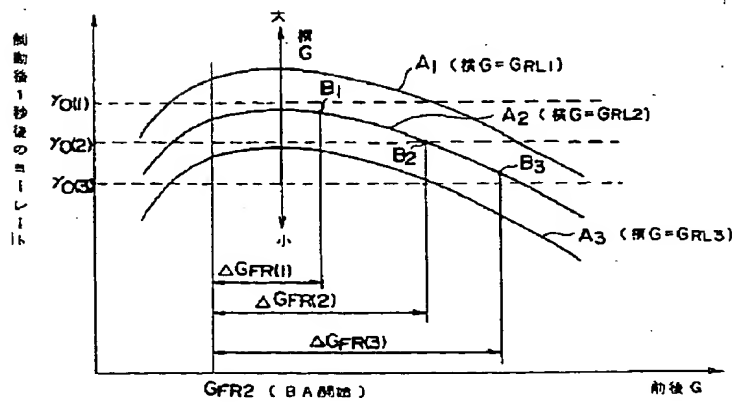
【図 6】



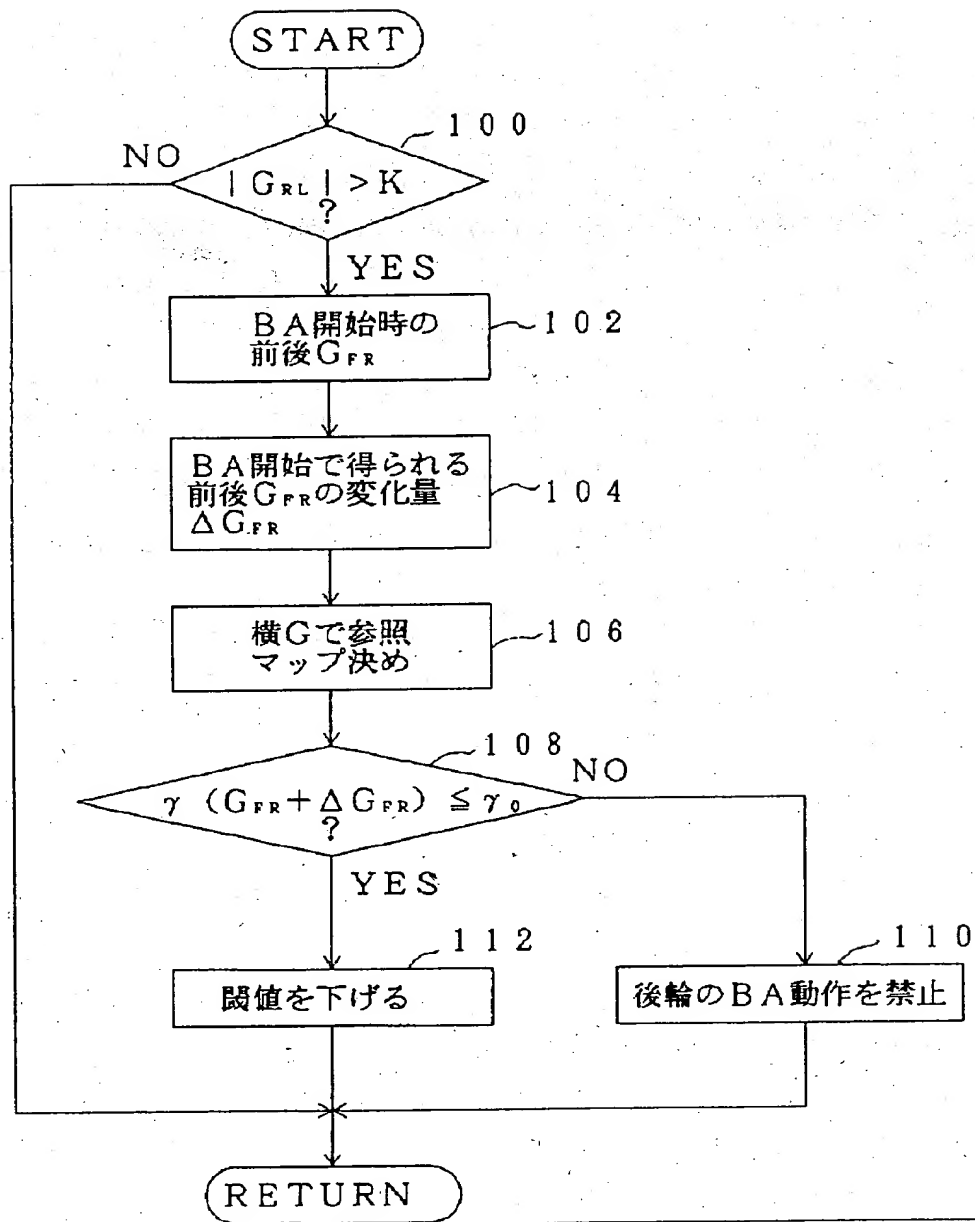
【図7】



【図10】



【図 11】



THIS PAGE BLANK (USPTO)